

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-123978

(43)Date of publication of application : 08.05.2001

(51)Int.Cl.

F04D 5/00
F04D 23/00
F04D 29/00
F04D 29/04

(21)Application number : 2000-195398

(71)Applicant : INGERSOLL DRESSER PUMP CO

(22)Date of filing : 29.08.2000

(72)Inventor : COOPER PAUL

(30)Priority

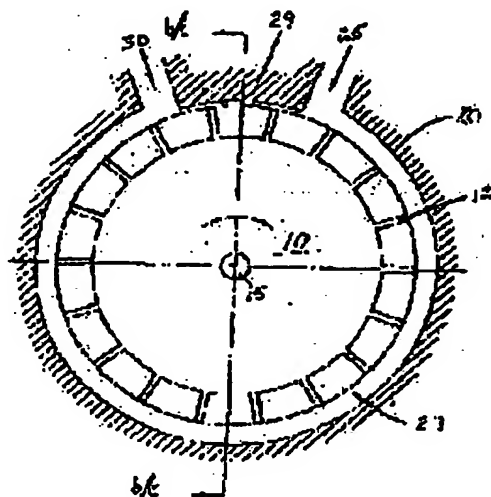
Priority number : 1999 342588 Priority date : 29.08.1999 Priority country : US

(54) SEALLESS INTEGRAL PUMP AND MOTOR HAVING REGENERATIVE IMPELLER DISC

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a driving method for a regenerative rotor disc.

SOLUTION: A regenerative rotor disc 10 is provided with a plurality of radial vanes 12 on the outer peripheral part of a disc in a fluid passage, and a plurality of permanent magnets embedded in the disc with a circular locus are provided around a shaft 15, and the magnets are sealed in relation to pumped fluid. At least a pair of motor windings are put in at least one wall of a housing 20 axially adjacent to the permanent magnets in the regenerative rotor disc and sealed in relation to pumped fluid. A means is provided, for controlling the flow of electricity passing through the motor windings in order to rotatably drive the rotor disc. The rotor disc may be rotatably supported on the shaft by an outflow liquid lubrication bearing or a magnetic bearing.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-123978
(P2001-123978A)

(43) 公開日 平成13年5月8日 (2001.5.8)

(51) Int.Cl.⁷

F 0 4 D 5/00

識別記号

F I

F 0 4 D 5/00

ターミナル (参考)

L

D

G

K

A

23/00

23/00

審査請求 未請求 請求項の数23 O L 外国語出願 (全 34 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-195396 (P2000-195396)

(22) 出願日 平成12年6月29日 (2000.6.29)

(31) 優先権主張番号 09/342588

(32) 優先日 平成11年6月29日 (1999.6.29)

(33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 594169639

インガーソル・ドレッサー ポンプ カン
パニー

アメリカ合衆国ニュージャージー州07938、
リバティ コーナー、スイート 102、ア
レン ロード 150

(72) 発明者 ボール クーパー

アメリカ合衆国ニュージャージー州08562-
201 ティッツビル ペニントン-ティッ
ツビル ロード 415

(74) 代理人 230000722

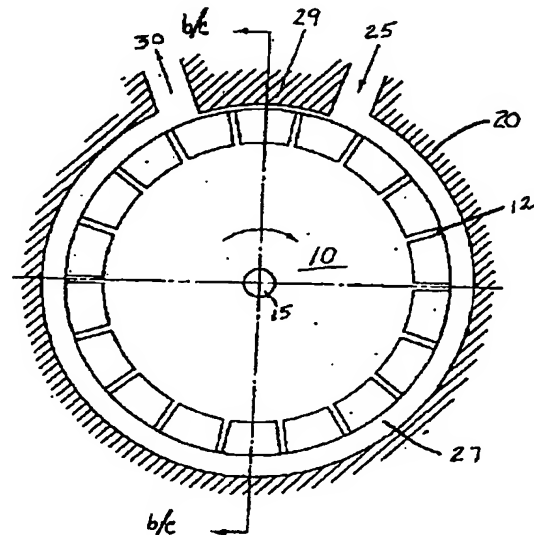
弁護士 ウォーレン・ジー・シミオール

(54) 【発明の名称】 再生式インペラ・ディスクを有するシールなし一体型モータ・ポンプ

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】再生式ロータディスクの駆動方法を提供する。

【解決手段】再生式ロータディスク10は、流体通路内のディスクの外周部のまわりにある複数の半径方向に向いた羽根12を有し、更に、軸15のまわりに円形の軌跡でディスクに埋め込まれた複数の永久磁石を有し、前記磁石は、ポンプ揚げされた流体に対して密封されている。少なくとも一組のモータ巻線は、再生式ロータディスク内の永久磁石に軸方向に隣接したハウジング20の少なくとも一方の壁の中に入れられ、さらにポンプ揚げされた流体に対しては密封されている。回転可能にロータディスクを駆動するためにモータ巻線を通る電気の流れを制御するための手段が与えられている。ロータディスクは、流出液潤滑軸受又は磁気軸受で軸に回転可能に支えられてもよい。



【特許請求の範囲】

【請求項1】円筒状の軸と、

前記軸の端部を支え、前記軸の中で半径方向に外側より少なくとも一つの流体通路を有し、少なくとも一つの流体吸込口及び少なくとも一つの流体吐出し口との間に円周上に伸びるハウジングと、

前記軸に取付けられた少なくとも一つの回転可能な再生式ロータディスクと、

前記少なくとも一つの再生式ロータディスクにある永久磁石に軸方向に隣接した前記ハウジングの少なくとも一方の壁の中に入れられるとともにポンプ揚げされた流体に対して密封された少なくとも一組のモータ巻線と、前記ロータディスクを回転可能に駆動するために前記モータ巻線を通る電気の流れを制御する手段とを備え、前記吸込口及び吐出し口は、前記少なくとも一つの吸込口入口の上流及び前記少なくとも一つの吐出し口の下流に置かれた前記流体通路の中断部によって切り離され、前記ディスクは、前記流体通路内のその外周部のまわりにある複数の半径方向に向いた羽根を有すると共に、複数の永久磁石を前記軸のまわりに円形の軌跡でディスクに埋め込まれ、前記磁石は、ポンプ揚げされた流体に対して密封されていることを特徴とする流体ポンプ。

【請求項2】前記ハウジングは、回転子が半径方向に流体力学的に釣り合わされるように、前記少なくとも一つのロータディスクのペーンのまわりに、流体通路と流体連通している複数の直径に沿って向かい合った流体吸込口及び複数の直径に沿って向かい合った流体吐出し口を有する請求項1に記載の流体ポンプ。

【請求項3】前記ハウジングが、前記軸に取付けられた単一の回転可能な再生式ロータディスクを前記ハウジングの二つの軸方向端壁の間に含み、各前記端壁は、回転子が磁氣的に軸方向に釣り合わされるように、一組のモータ巻線を包んでいる請求項1に記載の流体ポンプ。

【請求項4】前記ハウジングは、二つの半径方向に伸びている端壁及び複数の再生式ロータディスクに軸方向に隣接し、前記複数の再生式ロータディスクの間に挿入された少なくとも一つの半径方向に伸びている内壁を有し、各前記半径方向に伸びている壁は、少なくとも一つの流体吸込口と一つの流体吐出し口との間に伸びている少なくとも一つの流体通路及び前記ロータディスクを回転可能に駆動する少なくとも一組のモータ巻線を有する請求項1に記載の流体ポンプ。

【請求項5】第1の流体通路の流体吐出し口から、第2の流体通路の流体吸込口まで伸びている流体ダクトを更に備え、前記複数のロータディスクの各後続再生式ロータディスクが先行しているディスクのものより高い吸込み及び吐出し圧力を有するようにしている請求項4に記載の流体ポンプ。

【請求項6】前記軸は、流出液潤滑軸受で前記ハウジ

グ内で回転可能に支えられている請求項1に記載の流体ポンプ

【請求項7】前記軸は、磁気軸受で前記ハウジングの中に回転可能に支えられている請求項1に記載の流体ポンプ

【請求項8】前記軸の端部は、前記ハウジング内に固定して支えられ、前記少なくとも一つの回転子は、流出液潤滑軸受の付いた前記軸に回転可能に支えられている請求項1に記載の流体ポンプ。

【請求項9】前記軸の端部は、前記ハウジング内の固定して支えられ、前記少なくとも一つの回転子は、磁気軸受で前記軸に回転可能に支えられている請求項1に記載の流体ポンプ。

【請求項10】少なくとも一つの段を備えている流体ポンプであり、

各前記段が二つの軸方向の端壁と半径方向の側壁、吸込口、吐出し口及び前記吸込口から前記吐出し口まで伸びている流体通路になっている円周方向のみぞを備えているハウジングと、

前記ハウジングの端壁の間に支えられた軸と、

前記軸に取付けられ、その外周部のまわりにあって前記流体通路みぞに伸び入っている複数の事実上半径方向に向いた羽根を有する回転可能な再生式ロータディスクと、

前記回転子の永久磁石と隣接している前記端壁のうちの少なくとも一つの中に入れられたモータ巻線と、

前記ロータディスクを回転可能に駆動するために前記モータ巻線を通る電気の流れを制御する手段とを備え、

前記みぞは、前記吐出し口の下流側と前記吸込口の上流側の間で中断され、

前記ロータディスクは、複数の永久磁石を前記軸のまわりに円形の軌跡で埋め込まれており、

前記磁石は、ポンプ揚げされた流体が入らないように密封されていることを特徴とする流体ポンプ。

【請求項11】前記ハウジングの端壁の中で前記軸を支える流出液潤滑軸受を更に備える請求項10に記載の流体ポンプ。

【請求項12】前記ハウジングの端壁の中で前記軸を支える磁気軸受を更に備える請求項10に記載の流体ポンプ。

【請求項13】前記軸上に前記再生式回転子を支える流出液潤滑軸受を更に備える請求項10に記載の流体ポンプ。

【請求項14】前記軸上に前記再生式回転子を支える磁気軸受を更に備える請求項10に記載の流体ポンプ。

【請求項15】前記流体通路みぞにおいて、それぞれ、前記流体の吸込口及び前記流体の吐出し口に直径に沿って対向する第2の流体吸込口及び第2の流体吐出し口を更に備え、前記第2の流体吸込口及び前記第2の流体排出口もまた前記流体通路みぞの中の第2の中断部によ

て切り離されている請求項10に記載の流体ポンプ。

【請求項16】各々が円周上に伸びている流体通路みぞを境界とする円形の凹所を有し、突き合わせ接合されると、前記凹所は、ポンピング室を形成し、前記みぞは、少なくとも一つの吸込口と一つの吐出し口の間に伸びて前記吸込口の上流縁及び前記吐出し口の下流縁に中断部を有する流体通路を形成するようになっている二つの端壁を有するハウジングと、

前記ハウジング端壁の間のポンピング室内にあって、複数の事実上半径方向に伸びている羽根が外周部のまわりに配列され、ポンプ揚げされた流体と接触しないように密封されている複数の永久磁石が中心のまわりに円形の軌跡で埋め込まれている円形の再生式ロータディスクと、

前記ハウジング端壁の中に入れられ、前記ポンプ揚げされた流体と接触しないように密封されていて、回転可能に前記ロータディスクを駆動するように前記永久磁石と作用するモータ巻線と、

前記モータ巻線に電力を与える手段と、

前記ロータディスクを前記ハウジングの中で回転可能に支える手段とを備えている流体ポンプ。

【請求項17】前記ハウジングの中で前記ロータディスクを回転可能に支える手段が前記ハウジング端壁から前記ロータディスクの中の円錐形の凹所の中へ軸方向に突き出ている円錐軸受を備える請求項16に記載の流体ポンプ。

【請求項18】前記ハウジングの中で前記ロータディスクを回転可能に支える手段が前記ロータディスクが取付けられる軸の端部に円錐軸受を備え、前記円錐軸受は、前記ハウジング端壁の中の円錐凹所に係合する請求項16に記載の流体ポンプ。

【請求項19】前記ハウジングの中で前記ロータディスクを回転可能に支える手段が前記ロータディスク又は前記ハウジング端壁のうちの一方から軸方向に伸びている突起を備え、前記突起は、前記ハウジング壁又は前記ロータディスクのもう一方の中の適合する凹所に係合する軸受であることを特徴とする請求項16に記載の流体ポンプ。

【請求項20】前記端壁の間に挿入されるときに、前記少なくとも一つの内壁は、少なくとも二つの吸込口と二つの吐出し口の間に伸びている少なくとも二つの流体通路によって囲まれた少なくとも二つのポンピング室を形成するように、各軸方向面上に円形の凹所及び円周上に伸びているみぞを有する少なくとも一つのハウジング内壁、及び前記少なくとも二つのポンピング室内に回転可能に支えられた少なくとも二つの円形の再生式ロータディスクを更に備える請求項16に記載の流体ポンプ。

【請求項21】ポンピング室の外側にあって、一方のポンピング室の吐出し口と第2のポンピング室の吸込口の間に伸びる少なくとも一つの流体ダクトを更に備える請

求項20に記載の流体ポンプ。

【請求項22】前記ポンプの全ての段からの体積流量を結合するためにポンプ揚げされた流体を全ての吐出し口から同時に受ける流体ダクトを更に備える請求項20に記載の流体ポンプ。

【請求項23】前記端壁の間に挿入されるときに、前記少なくとも一つの内壁は、少なくとも二つの吸込口と二つの吐出し口の間に伸びている少なくとも二つの流体通路によって囲まれた少なくとも二つのポンピング室を形成するように、各軸方向面上に円形の凹所及び円周上に伸びているみぞを有する少なくとも一つのハウジング内壁、

前記少なくとも二つのポンピング室内に回転可能に支えられた少なくとも二つの円形の再生式ロータディスク、流れを結合するため又は前記流れの分離を維持するためのいずれかに前記少なくとも二つの吐出し口の各々からポンプ揚げされた流体を別々に受ける手段、及びどの所定のときにもポンピングに必要なディスクだけが駆動されるように、前記再生式ロータディスクを個別に回転可能に駆動する手段を更に備える請求項17の流体ポンプ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】一般的に言えば、本発明は流体ポンプに関し、より詳しくは、本発明は、閉じた高圧システムに補給流体を提供するための高圧力上昇、低流量チャージングポンプに関する。

【0002】

【従来の技術】閉じた高圧システムに補給流体を供給するためのチャージングポンプのような用途の場合、高圧で比較的低流量の流体を供給できるポンプを使うことが必要である。流体の種類及び圧力が複雑なので、そのようなポンプが非常に漏れ抵抗のあることが望ましい。そのような漏れ抵抗を与える最も好まれる方法は、シールなしポンプの使用によるものである。シールなしのポンプが、ポンプケースの内部にあるモータを組み入れることが多いので、汲み揚げられた流体が漏れないようにシールするための軸貫通口はない。

【0003】現在の高昇圧、低流量ポンプが一般的に非常に効率の良い容積式往復ポンプであるが、回転運動を往復運動に変換する装置を必要とするので、大形になってシールなしポンプとして構成するのが困難である。したがって、環境の考慮が重要なとき、シールなしの構成の重要性が増し、容積式往復ポンプは、往復動式駆動機構をシールなしでポンピングに耐える連結機構に適合させるのが困難なために実用的になり難い。多くのシールなしの用途がポンプ機器における摩擦及び摩耗を減らすために流出液潤滑軸受に頼っているので、これは重大な欠点である。

【0004】ターボ形ポンプが容積式ポンプより効率が

良くないが、それらは、往復動形容積式設計よりシールなしの設計に非常になじみ易いという長所がある。ターボ形ポンプはまた、超高圧の中で使用できるシールなしの多段機械としてより容易に構成される。したがって、往復動形容積式ポンプは、一段ターボ形ポンプより効率が良いが、多段シールなしの構成を使うときには、その効率利点の幾分かを失う。

【0005】

【発明の解決しようとする課題】前述のことは、現在の低流量、高昇圧ポンプにあると知られている限界を示している。したがって、上述の限界の一つ以上を克服することを目的とする代替物を提供することは、有益であろう。それゆえ、以下により完全に開示される特徴を含む適切な代替物を提供する。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明の一態様において、これは、円筒状の軸と、前記軸の端部を支え、前記軸の中で半径方向に外側より少なくとも一つの流体通路を有し、少なくとも一つの流体吸込口及び少なくとも一つの流体吐出し口との間に円周上に伸びるハウジングと、前記軸に取付けられた少なくとも一つの回転可能な再生式ロータディスクと、前記少なくとも一つの再生式ロータディスクにある永久磁石に軸方向に隣接した前記ハウジングの少なくとも一方の壁の中に入れられるとともにポンプ揚げされた流体に対して密封された少なくとも一組のモータ巻線と、前記ロータディスクを回転可能に駆動するために前記モータ巻線を通る電気の流れを制御する手段とを備え、前記吸込口及び吐出し口は、前記少なくとも一つの吸込口入口の上流及び前記少なくとも一つの吐出し口の下流に置かれた前記流体通路の中断部によって切り離され、前記ディスクは、前記流体通路内のその外周部のまわりにある複数の半径方向に向いた羽根を有すると共に、複数の永久磁石を前記軸のまわりに円形の軌跡でディスクに埋め込まれ、前記磁石は、ポンプ揚げされた流体に対して密封されていることを特徴とする流体ポンプを提供することによって達成される。

【0007】添付の図面と連動して考慮されるときに、前述の、そして他の、面はあとに続いている発明の詳細な説明から明らかになるだろう。

【0008】

【発明の実施の形態】図は、本発明の一体型モータ再生式のロータディスクのいくつかの面及び実施例を示す。これらは、示された図のいくつかに共通して、同じ数表記を割り当てられている多くの構成を含んでいる。ある構成がかなりのずれを含む所では、それはその他の挿入図とは異なる番号をつけられている。

【0009】図1は、ワンパス再生ポンプの単段の部分断面図を示す。ポンプは、吸込口と吐出し口の間で周方向に伸びている流体通路27によって接続される単一の吸込口25及び単一の吐出し口30を有するハウジング2

0を有する。流体通路の中断部29が吸込口25の上流縁と吐出し口30の下流縁とを分離している。したがって、吸込口25に入っている流体が、回転子10（ハウジング20の軸方向端壁の中に支えられた軸15を軸として回転する）についている羽根12によって捕えられ、流体通路27に沿って吐出し口30へ駆動される。通路の中断部29は、流体を吐出し口に案内する。口25、30は、簡略表現だけとしての角付きで示されているが、周知のポーティング（性能向上のためにポンプなどの流体取り入れ口・吐き出し口の形・位置・大きさを変えること）手法に従ってポンプで汲み揚げられている流体に適当な半径を通常付けられる。羽根12は、図を簡単にするためにまっすぐで放射状として示されている。事実、それらが、ロータディスク10の軸又は接線に対して傾斜角をつけてまっすぐでもよいし、及び/又はそれらは軸方向及び/又は半径方向に曲がっていてもよい。特定の用途は、羽根の構成を決定する。ディスクの軸方向に反対側のベーンは、お互いにある角度をなしていてもよく、又は、軸方向に一直線に並べられてもよい。図示のワンパス回転子は、流体通路27の中の吸込口25と吐出し口30の間の圧力上昇が吐出し口30にほぼ反対側に半径方向の合成流体力学的力を生ずるので、各々半径方向に流体力学的に不均衡である。多段ポンプにおいては、これらの流体力学的力は、二段ポンプにおいては吸込口と吐出し口を直径に沿って反対側に配置することによって、又は、2段を超えるポンプにおいては流体力学的力を釣り合わせるために、それらをハウジングのまわりに放射状に分布させることにより相殺されてもよい。

【0010】図2及び3は、図1の線b/c-b/cに沿った図であり、再生式回転子ポンプの一体型モータの構成を示す。ブラシレス直流モータがハウジング20の中に入れられたモータ巻線120を備える固定子と連動する、ロータディスク10の中に埋め込まれた永久磁石110の円形アレイによって与えられる。永久磁石110とモータ巻線120の結果として生じる磁氣的結合は、シールなしのポンプのために要求されるブラシレス・モータ駆動を与える。図2は、ハウジング20の中に埋め込まれ、固定ハウジング20を通してモータ制御器250に送られる電気リード線240を通して導かれる電流によって電力を供給されるモータ巻線120に隣接した一方の面上に永久磁石110を埋め込まれた軸方向に磁氣的に不均衡なロータディスク10を例示する。磁石110及びモータ巻線120は、ポンプ揚げされた流体との接触を防ぐために密封される。ディスク10が取付けられる軸15は、ジャーナル又は減摩形式のものであってもよい軸受40の中でハウジング20の中に支えられている。流体通路27は、再び簡略表現だけとして長方形の横断面で示されているが、羽根12のポンピング動作によって引き起こされるポンプ揚げされた流体の

再生式の流れプロファイルと両立する横の断面の形状を与えられるのが好ましい。図3の中の部分図は、軸方向に磁氣的に均衡のとれた一体型モータ再生式ロータディスク10'の単段のものである。この設計において、永久磁石110は、ロータディスク10の両面にはめ込まれ、ロータディスクのウェブに隣接したハウジング20の壁にあるモータ巻線120からの電磁力によって回転可能に駆動される。この軸方向に磁氣的に均衡のとれたポンプの別の実施例が、図11に示されるており、図11においては、永久磁石210の単一セットが回転子10''に埋め込まれて両方の軸方向に隣接したハウジング壁の中のモータ巻線120に反応する。これは、質量及び体積を減らし、図3の中のディスク10*のものに対してロータディスク10のウェブの半径方向プロファイルを平滑化する利点があり、それによりロータディスク10''及びハウジング20の軸方向に隣接した壁の設計及び製作を簡単にする。

【0011】図4及び6は、それぞれ二段シールなし再生ポンプのワンパス及び2パス方式バージョンを示す。全図の中のハウジング20が難目なしで略図で示されている点に留意する必要がある。実際に、ハウジングは、ディスクを囲んでいる一体の端壁を有する複数のロータディスクの境界となっている複数のドーナツ型のディスクから成ってもよい。そのようなハウジング組立体の詳細は、本発明のために密接な関係がないので、例示されない。両方の場合において、ポンプは、ハウジング20の端壁の中にあって向かい合わせに置かれたモータ巻線120が巻線が入れられている端壁に隣接したディスク10の両面の中に埋め込まれた永久磁石110に作用するために、軸方向に磁氣的につりあわせられている。勿論、ケース軸方向のバランスが等しい数の向かい合ったモータ巻線セットを必要とするだけであるこの設計は、2以上の段を適応させることができる。図4及び6において、ハウジング20は、軸受40で軸15を支えている。事実上半径方向に向いた羽根12を有する再生式ロータディスク10が、軸15に取付けられて、吸込口25と吐出し口30の間であって流体通路の中断部29により分離された流体通路27(図6の中に見えない)内で回転する。永久磁石110は、ロータディスク10の中に埋め込まれ、ハウジング20の端壁の中にあるモータ巻線120によって電磁的に駆動される。

【0012】これらの図4及び6の中に示されたポンプが軸方向に釣り合わされているが、スラスト軸受組立体60が機械的又は水力の軸方向衝撃の場合に、回転子がハウジング壁をこするらないように段間に設けられる。ある用途において、スラスト軸受は、必要とされないことがあり、したがって、含まれるときは、装置の軸の向きが逆さまにされない場合を除き、それらは正常運転中回転子に接触しない。スラスト軸受組立体60及び半径方向の軸受40は、流出液(又は、汲み上げ流体)潤滑

ジャーナル又は転り軸受であってもよいし、又はそれらは磁気軸受であってもよい。特定の形式は、用途及び性能ファクタによって決定される。

【0013】図7、8、9及び10の中の軸受は、ラジアル軸受として例示されている。これらは、流出液(又は、汲み上げ流体)によって潤滑されて冷却されてもよいジャーナル又は減摩半径方向の機械的軸受140(図7及び9)であってもよい。代わりに、それらは、必要な磁気支持を行うために回転部材10'、10''、15、115の中に埋め込まれた永久磁石210、230及び固定部材15''、20の中に向い合いに埋め込まれた電磁石(又は、選択的に、永久磁石)からなる磁気軸受であってもよい。電磁石が固定部材の中に設けられる場合に、電気リード線240は、外側電源へ送られる。これらのラジアル軸受システムは、内部の回転部材に固定部(s)の中又は上に半径方向の支持となる。

【0014】図11に示された単段回転子10''は、ハウジング20の中のモータ巻線120と回転子中の永久磁石210の間の磁気力によって軸方向に磁氣的に釣り合わされている。単一の段だけが例示されているが、いかなる数の磁氣的に均衡のとれた段をハウジング20の軸15に追加部分を設けて取付けてもよい。回転子19''は、同じ羽根12を有し、ハウジングは、上で説明したのと同じ流体通路を有するが、ここでは、各段が、他のどの段とも関係なく軸方向に磁氣的に釣り合わされる。

【0015】明らかに、共に半径方向の支持及び軸方向の支持となる流出液潤滑ジャーナル、転り軸受又は磁気軸受を含んでいるいかなる形式の円錐軸受もまた、使うことができる。図12及び13が、非磁性材料(例えばアルミニウム、ブロンズ、ポリマー、その他)から作られる回転子と使用するための円錐磁気軸受の一つの形式を示す。図12において、回転可能な軸15'は、軸の中の永久磁石315及びハウジング壁20'の中の電磁石320を備えている磁氣的軸受に支えられている。磁石315、320の間に作られる力場は、ハウジング壁20'の中の円錐キャビティ内の軸を浮揚させ、軸15'のための摩擦のない軸方向及び半径方向の軸受支えとなる。磁気力が引力の代わりに反発力を示すとき、永久磁石を軸15'と壁20'の両方において使えるであろう。もしそうでなければ、それらが浮揚力の調整をみこんでいるので、電磁石は軸の位置を微調整する必要がある。図13は、軸なしでハウジング20'の円錐軸受に支えられた回転子を示す。この場合、回転部材(回転子10*) (図12におけるように非磁性材料のものである)は、ロータディスクの半径方向に中心のある向かい合った円錐形凹所のまわりに配列された永久磁石310を備えている。磁気軸受懸架のためには、回転部材が磁化可能な材料でできてさえいればよい。そのような場合、電磁石及び、使用されれば、永久磁石は、磁氣的懸架を作るために磁化可能な回転部材に直接に作用する。

非磁性材料から作られるとき、回転部材は、適当な位置で磁化可能なサセプタを代わりに備えてもよい。磁気軸受が両方の場合に等しく有効であるから、ハウジング上、又は、ディスク上に突起を置くかどうかは、製造上の考慮によって決定される。図13に例示された例において、電磁石320又は永久磁石310は、ハウジング20の円錐形の軸方向突起のまわりに配列されている。これらの磁石によって作られる力の場合、軸を使わないでロータディスク10に磁気的な半径方向・軸方向の複合懸架を与える。上述の突起及び凹所は、円錐形として記述されたが、いかなる形（例えば半球状、円筒状又は幾つかの形の組合せ）のものであってもよい。

【0016】磁気軸受が使われる場合に、回転子10及び/又は軸15をハウジング20、20'のほぼ中心におくために、図14にあるような小さい孤立ジャーナル又は補助軸受26を設けることが好ましい。これは、電力がない場合、磁石を保護する、上記は、また、動力伝達のために用いられるものであってもよい永久磁石を含む。この場合、永久磁石310、315は、回転可能なロータディスク10又は軸15'の中に埋め込まれるが、一方、電磁石320は、ハウジング20又は軸15'の円錐形突起を設けられるのが好ましい。孤立したジャーナル26が、起動又は過渡動作諸条件の間、用途に適切ないかなる軸受材料のものであってもよく、通常流体ポンプの定常状態動作の間、位置探知部材と接触しない。ロータディスクが磁化可能な材料から作られるか、又は、磁化可能な材料から作られたサセプタ構成を有するときに、ディスクの中の永久磁石は、磁気的懸架に必要でないことがある。しかし、それらは、先に述べたブラシレス直流一体型のモータ回転子構成のためにはなお必要である。最後に、回転子駆動機構と磁気軸受の結合懸架が少なくともいくつかの永久磁石を回転子の半径方向の位置に置くことにより達成されて、それらがモータ巻線の電磁界及び懸架支え電磁石の磁力の場の両方に応答できるようにしてもよい。全ての場合において、永久磁石が、もし必要ならば、回転部材の中に埋め込まれ、モータ巻線及び電磁石は、固定部材の中に埋め込まれるので、回転電気接触が全く必要ない。

【0017】本発明は、シールなしの設計、多段化及び全段未満運転での操作に容易になじむターボ形式の一体型モータ・ポンプの利点を与える。前の位相又は段の吐出し口と後続の位相又は段の吸込口の間を適当に多岐管接続することによって、動作総圧力上昇を要求通りに正確に変えることができる。例えば、多段を直列に動作させると、最終吐出し圧力がかなり増え、一方並列で動作させると、最終吐出し体積がかなり増える。回転子が固定軸に個々に回転可能に支えられるとき又は上述のように軸なし回転子設計が組み入れられるとき、ポンプを、一つ、幾つか又は全ての多段構成運転で操作できる。これは、上述の多岐管接続とともに、以前には達成

できなかった運転の融通性を可能にする。

【0018】本願明細書において記載されている再生式インペラ・ディスク・ポンプには、吹込み及び吐出し口がポンピング室の外周部にあるということのために、容易に多段化されるという長所がある。したがって、一つの段又は一つの相から次へ通過する流体が、標準うず巻ポンプに必要とされるような、その流体を中央吸気ポートの方へ半径方向に内方へ向けるための動力-消費形設備なしでそうすることができる。この特徴は、ポンピング効率を大きくした。

【図面の簡単な説明】

【図1】ワンパス再生ポンプの単段の部分半径方向略断面図である。

【図2】ワンパス再生ポンプの単段シールなしの軸方向に磁気的に不均衡な実施例の、図1の線b-b沿った軸方向断面図である。

【図3】本発明のシールなしワンパス再生ポンプの軸方向に磁気的に均衡のとれた実施例の単段の、図1のc-c線に沿った、部分軸方向略断面図である。

【図4】本発明によるシールなし二段式ワンパス再生ポンプの軸方向略断面図である。

【図5】シールなし2パス再生ポンプの部分半径方向略断面図である。

【図6】本発明によるシールなし二段式2パス再生ポンプの、図5の線b-bに沿った、軸方向略断面図である。

【図7】シールなしポンプの流出液潤滑軸受の中に支えられた軸に取付けられたロータディスクの部分軸方向断面図である。

【図8】シールなしポンプの磁気軸受の中に支えられた軸の、図7と同様な、図である。

【図9】シールなしポンプの固定軸上の流出液潤滑軸受に支えられたロータディスクの部分軸方向断面図である。

【図10】磁気軸受に支えられた回転子の、図9におけると同様の、図である。

【図11】本発明の軸方向に磁気的に均衡のとれたシールなし一体型モータ再生式ロータディスク・ポンプの、図3におけると同様の、もう一つの実施例の単段の部分略図である。

【図12】、ハウジングの中の円錐形磁気軸受に回転可能に支えられた軸の部分断面図である。

【図13】ハウジングの中の円錐形磁気軸受に回転可能に支えられた再生式ロータディスクの部分断面図である。

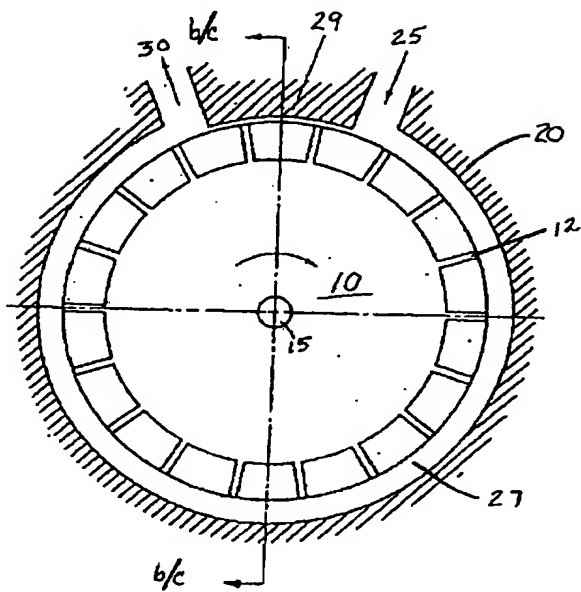
【図14】磁気軸受上の軸又はロータディスクを支えるハウジングにある凹所の部分断面図である。

【符号の説明】

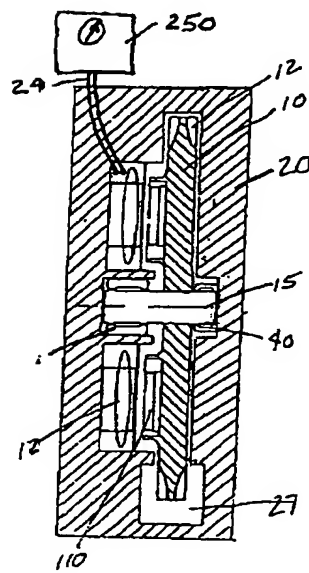
- 10 ロータディスク
- 12 羽根

- | | | | |
|----|-------|---------------------|-----------|
| 15 | 軸 | 40 | 軸受 |
| 19 | 回転子 | 60 | スラスト軸受組立体 |
| 20 | ハウジング | 110、210、230、310、315 | 永久磁石 |
| 25 | 吸込口 | 120 | モータ巻線 |
| 27 | 流体通路 | 140 | 機械的軸受 |
| 29 | 中断部 | 240 | 電気リード線 |
| 30 | 吐出し口 | 320 | 電磁石 |

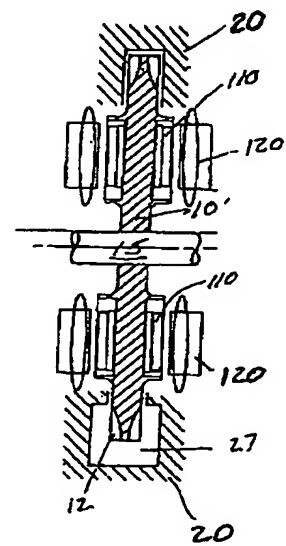
【図1】



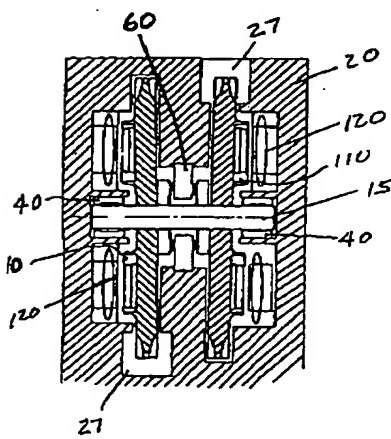
【図2】



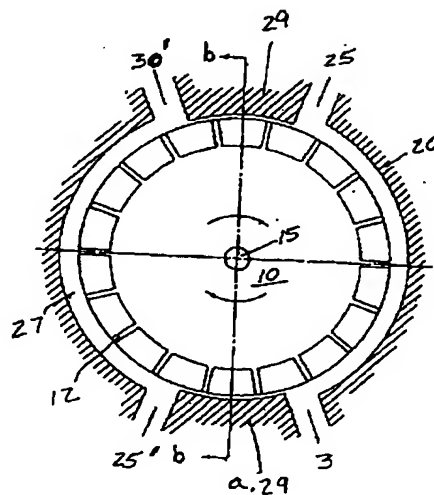
【図3】



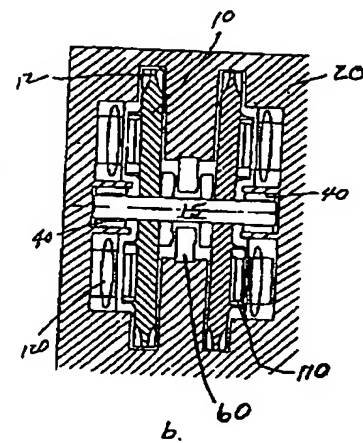
【図4】



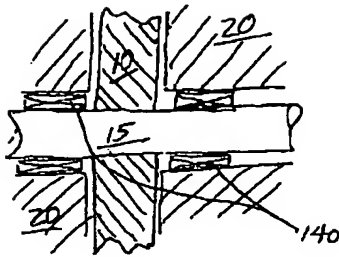
【図5】



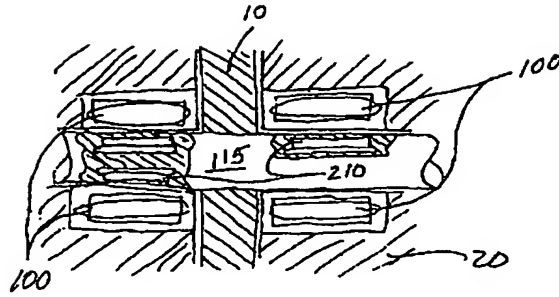
【図6】



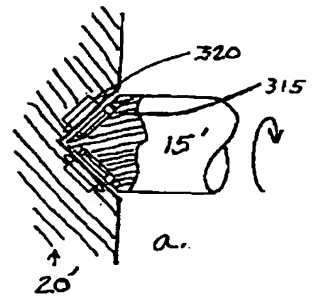
【图7】



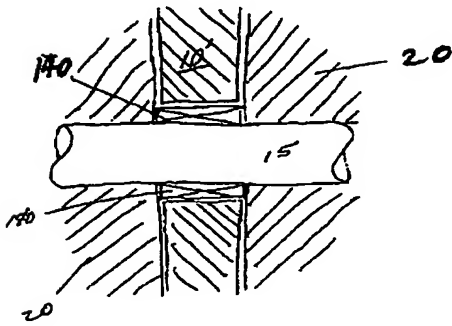
【图8】



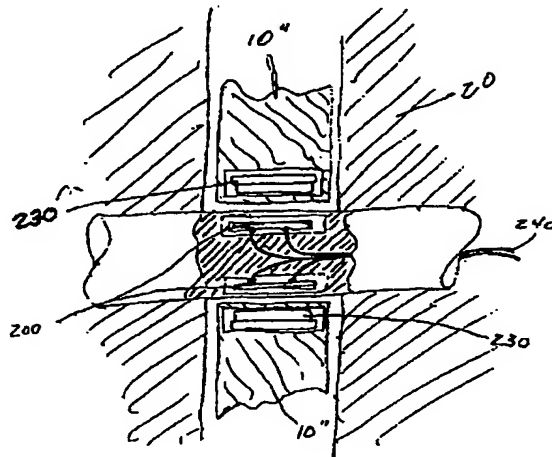
【图12】



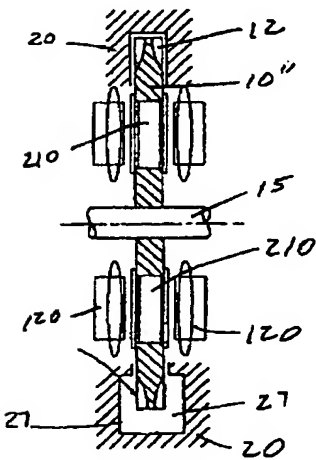
【图9】



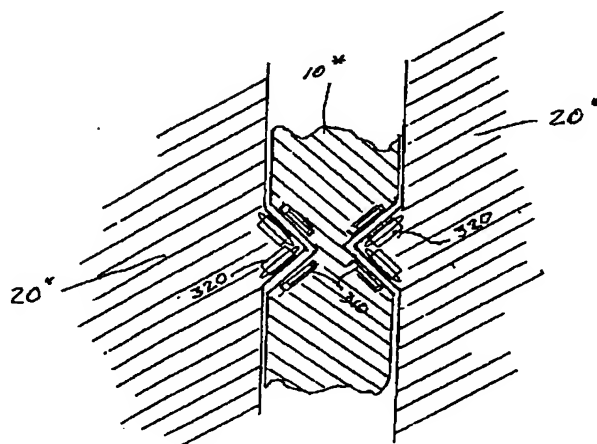
【图10】



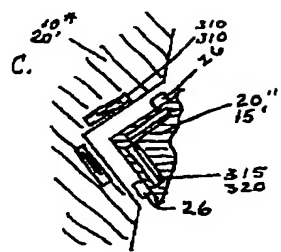
【图11】



【图13】



【图14】



!(9) 001-123978 (P2001-12JL8

フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

F 0 4 D 29/00
29/04

識別記号

F I

F 0 4 D 29/00
29/04

キーワード(参考)

B
H
J

【外国語明細書】

1 Title of Invention

SEALLESS INTEGRAL-MOTOR PUMP WITH REGENERATIVE IMPELLER DISK

2 Claims

- 1 1. A fluid pump comprising:
 - 2 a cylindrical shaft;
 - 3 a housing supporting ends of said shaft and having at
4 least one fluid passage radially outboard of said shaft and
5 extending circumferentially between at least one fluid inlet
6 port and at least one fluid discharge port, said ports being
7 separated by an interruption of said fluid passage located
8 upstream of said at least one inlet and downstream of said at
9 least one discharge;
 - 10 at least one rotatable regenerative rotor disk mounted on
11 said shaft, said disk having a plurality of radially oriented
12 impeller vanes situated about the periphery thereof, within
13 said fluid passage, and also having a plurality of permanent
14 magnets embedded therein in a circular locus about said shaft,
15 said magnets being sealed against pumped fluid;
 - 16 at least one set of motor windings encased in at least one
17 wall of said housing axially adjacent the permanent magnets in
18 said at least one regenerative rotor disk and also sealed
19 against pumped fluid; and
 - 20 means for controlling a flow of electricity through said
21 motor windings to rotatably drive said rotor disk.
- 1 2. The fluid pump of claim 1, wherein said housing has a
2 plurality of diametrically opposed fluid inlet ports and a
3 plurality of diametrically opposed fluid discharge ports in
4 fluid communication with the fluid passage about the vanes of

5 said at least one rotor disk such that the rotor is radially
6 hydr dynamically balanced.

1 3. The fluid pump of claim 1, wherein said housing
2 contains a single rotatable regenerative rotor disk mounted on
3 said shaft between two axial endwalls of said housing, each
4 said endwall encasing a set of motor windings such that the
5 rotor is magnetically axially balanced.

1 4. The fluid pump of claim 1, wherein said housing has
2 two radially extending endwalls and at least one radially
3 extending inner wall axially adjacent to and interposed between
4 a plurality of regenerative rotor disks, each said radially
5 extending wall having at least one fluid passage extending
6 between at least one fluid inlet port and one fluid discharge
7 port and at least one set of motor windings for rotatably
8 driving said rotor disks.

1 5. The fluid pump of claim 4, further comprising a fluid
2 conduit extending from the fluid discharge port of a first
3 fluid passage to the fluid inlet port of a second fluid
4 passage, and so on, such that each succeeding regenerative
5 rotor disk of said plurality of rotor disks has a higher inlet
6 and discharge pressure than that of the preceeding disk.

1 6. The fluid pump of claim 1, wherein said shaft is
2 rotatably supported in said housing in product lubricated
3 bearings.

1 7. The fluid pump of claim 1, wherein said shaft is
2 rotatably supported in said housing in magnetic bearings.

1 8. The fluid pump of claim 1, wherein the ends of said
2 shaft are fixedly supported within said housing and said at
3 least one rotor is rotatably supported on said shaft on product
4 lubricated bearings.

1 9. The fluid pump of claim 1, wherein the ends of said
2 shaft are fixedly supported within said housing and said at
3 least one rotor is rotatably supported on said shaft on
4 magnetic bearings.

1 10. A fluid pump comprising at least one stage, each said
2 stage comprising:

3 a housing having two axial endwalls and a radial sidewall,
4 an inlet port, a discharge port, and a circumferential groove
5 providing a fluid passage extending from said inlet port to
6 said discharge port, said groove being interrupted between a
7 downstream side of said discharge port and an upstream side of
8 said inlet port;

9 a shaft supported between the endwalls of said housing;

10 a rotatable regenerative rotor disk mounted on said shaft
11 and having a plurality of substantially radially oriented
12 impeller vanes situated about the periphery thereof and
13 extending into said fluid passage groove, said rotor disk
14 having a plurality of permanent magnets embedded in a circular
15 locus about said shaft, said magnets being sealed from pumped
16 fluid;

17 motor windings encased in at least one of said endwalls
18 adjacent the permanent magnets of said rotor; and
19 means for controlling a flow of electricity through said
20 motor windings to rotatably drive said rotor disk.

1 11. The fluid pump of claim 10, further comprising:
2 product lubricated bearings for supporting said shaft in
3 the endwalls of said housing.

1 12. The fluid pump of claim 10, further comprising:
2 magnetic bearings for supporting said shaft in the
3 endwalls of said housing.

1 13. The fluid pump of claim 10, further comprising:
2 product lubricated bearings for supporting said
3 regenerative rotor on said shaft.

1 14. The fluid pump of claim 10, further comprising:
2 magnetic bearings for supporting said regenerative rotor
3 on said shaft.

1 15. The fluid pump of claim 10, further comprising:
2 a second fluid inlet port and a second fluid discharge
3 port substantially diametrically opposite said fluid inlet port
4 and said fluid discharge port, respectively, in said fluid
5 passage groove, said second fluid inlet port and said second
6 fluid outlet port also being separated by a second interruption
7 in said fluid passage groove.

1 16. A fluid pump comprising:
2 a housing having two endwalls, each said endwall having a
3 circular recess bounded by a circumferentially extending fluid
4 passage groove such that, when butted together, said recesses
5 form a pumping chamber and said grooves form a fluid passage
6 extending between at least one inlet port and one discharge
7 port, said fluid passage having an interruption at an upstream
8 edge of said inlet port and a downstream edge of said discharge
9 port;
10 a circular regenerative rotor disk within the pumping
11 chamber between said housing endwalls, said rotor disk having a
12 plurality of substantially radially extending impeller vanes
13 arrayed about its periphery, and a plurality of permanent
14 magnets embedded in a circular locus about the center of said
15 rotor disk, said magnets being sealed against contact with
16 pumped fluid;
17 motor windings encased in said housing endwalls and sealed
18 against contact with said pumped fluid for acting with said
19 permanent magnets to rotatably drive said rotor disk;
20 means for providing electric power to said motor windings;
21 and
22 means for rotatably supporting said rotor disk in said
23 housing.

1 17. The fluid pump of claim 16, wherein the means for
2 rotatably supporting said rotor disk in said housing comprises
3 conical bearings projecting axially from said housing endwalls
4 into conical recesses in said rotor disk.

1 18. The fluid pump of claim 16, wherein the means for
2 rotatably supporting said rotor disk in said housing comprises
3 conical bearings on the ends of a shaft on which said rotor
4 disk is mounted, said conical bearings engaging in conical
5 recesses in said housing endwalls.

1 19. The fluid pump of claim 16, wherein the means for
2 rotatably supporting said rotor disk in said housing comprises
3 projections extending axially from one of said rotor disk or
4 said housing walls, said projections featuring bearings for
5 engaging in congruent recesses in the other of said housing
6 walls or said rotor disk.

1 20. The fluid pump of claim 16, further comprising;
2 at least one housing inner wall having a circular recess
3 and a circumferentially extending groove on each axial face,
4 such that, when interposed between said endwalls, said at least
5 one inner wall forms at least two pumping chambers surrounded
6 by at least two fluid passages extending between at least two
7 inlet ports and two outlet ports; and
8 at least two circular regenerative rotor disks rotatably
9 supported within said at least two pumping chambers.

1 21. The fluid pump of claim 20, further comprising;
2 at least one fluid conduit, external to the pumping
3 chambers, extending between the discharge port of one pumping
4 chamber and the inlet port of a second pumping chamber.

1 22. The fluid pump of claim 20, further comprising:
2 a fluid conduit for receiving pumped fluid from all
3 discharge ports simultaneously for combining volumetric flow
4 from all stages of said pump.

1 23. The fluid pump of claim 17, further comprising:
2 at least one housing inner wall having a circular recess
3 and a circumferentially extending groove on each axial face,
4 such that, when interposed between said endwalls, said at least
5 one inner wall forms at least two pumping chambers surrounded
6 by at least two fluid passages extending between at least two
7 inlet ports and two discharge ports;
8 at least two circular regenerative rotor disks rotatably
9 supported within said at least two pumping chambers;
10 means for separately receiving pumped fluid from each of
11 said at least two discharge ports for either combining flows or
12 for maintaining separation of said flows; and
13 means for individually rotatably driving said regenerative
14 rotor disks such that only those disks needed for the pumping
15 requirements at any given time are driven.

3 Detailed Description of Invention

BACKGROUND OF THE INVENTION

This invention relates generally to fluid pumps and more particularly to high-pressure-rise, low-flow-rate charging pumps for providing make-up fluids to closed high-pressure systems.

For applications such as charging pumps for supplying make-up fluid to closed high-pressure systems, it is necessary to employ pumps capable of supplying relatively low-flow-rate fluid at high pressure. It is desirable for such pumps to be highly leak resistant because of the types of fluids and the pressures involved. The most favored method of providing such leak resistance is by employment of sealless pumps. Sealless pumps often incorporate motors located inside the pump case, so there are no shaft pass-throughs to seal against leakage of the pumped fluid.

Current high-pressure-rise, low-flow-rate pumps are typically positive-displacement reciprocating pumps which are highly efficient, but, because of the necessary rotary-to-reciprocating motion converters, are large and difficult to configure as sealless pumps. Thus, when environmental considerations are important, the sealless feature becomes more important and positive-displacement reciprocating pumps become less practical due to the difficulty of adapting a

reciprocating drive to a sealless pumpage-tolerant coupling mechanism. This is a serious drawback since many sealless applications rely on product lubricated bearings to reduce friction and wear in the pump equipment.

5 Although rotodynamic pumps are less efficient than are positive displacement pumps, they have the advantage of being much more amenable to sealless designs than are reciprocating positive displacement designs. Rotodynamic pumps are also more easily configured as sealless multi-stage machines, which
10 permits their use in very high pressure applications. Thus, reciprocating positive displacement pumps, although more efficient than single-stage rotodynamic pumps, lose some of that efficiency advantage when multi-stage sealless features are employed.

15 The foregoing illustrates limitations known to exist in present low-flow-rate, high-pressure-rise pumps. Thus, it would be advantageous to provide an alternative directed to overcoming one or more of the limitations set forth above. Accordingly, a suitable alternative is provided including
20 features more fully disclosed hereinafter.

SUMMARY OF THE INVENTION

In one aspect of the present invention, this is accomplished by providing a fluid pump comprising a cylindrical shaft; a housing supporting ends of said shaft and having at

least one fluid passage radially outboard of said shaft and
extending circumferentially between at least one fluid inlet
port and at least one fluid discharge port, said ports being
separated by an interruption of said fluid passage located
5 upstream of each said inlet and downstream of each said
discharge; at least one rotatable regenerative rotor disk
mounted on said shaft, said disk having a plurality of
substantially radially oriented impeller vanes situated about
the periphery thereof, within said fluid passage, and also
10 having a plurality of permanent magnets embedded therein in a
circular locus about said shaft, said magnets being sealed
against pumped fluid; at least one set of motor windings
encased in at least one wall of said housing axially adjacent
the permanent magnets in said at least one regenerative rotor
15 disk and also sealed against pumped fluid; and means for
controlling a flow of electricity through said motor windings
to rotatably drive said rotor disk.

The foregoing and other aspects will become apparent from
the following detailed description of the invention when
20 considered in conjunction with the accompanying drawings.

DETAILED DESCRIPTION

The figures show several aspects and embodiments of the integral-motor regenerative rotor-disk of the invention. These include many features which are common to several of the views shown and are assigned the same numerical designators. Where a feature includes a significant deviation, it is numbered differently from its other illustrations.

Fig. 1a shows a partially sectional view of a single stage of a single pass regenerative pump. The pump has a housing 20 with a single inlet port 25 and a single discharge port 30 which are connected by a fluid passage 27 extending circumferentially between the inlet and outlet ports. An interruption 29 of the fluid passage separates the upstream edge of the inlet port 25 and the downstream edge of the discharge port 30. Thus, fluid entering the inlet port 25 is caught by impeller vanes 12 on the rotor 10, which is rotating on a shaft 15 supported in the axial endwalls of the housing 20, and driven along the fluid passage 27 to the discharge port

30. The interruption 29 of the passage guides the fluid into the discharge port. The ports 25, 30 are shown with corners only as a simplified representation, but are normally provided with radii appropriate to the fluid being pumped in accordance with well known porting practice. The vanes 12 are shown as straight and radial for the sake of illustrative simplicity. In fact, they may be straight with an inclination angle to the axis or the tangent of the rotor disk 10, and/or they may be curved in the axial and/or radial direction. The specific application determines the vane configuration. Axially opposite vanes of the disk may be offset from each other or may be axially aligned. The single-pass rotors shown are each radially hydrodynamically unbalanced due to the pressure rise between the inlet port 25 and the discharge port 30 in the fluid passage 27 which results in a resultant radial hydrodynamic force approximately opposite to the discharge port 30. In multistage pumps, these hydrodynamic forces may be offset by placement of the inlet and discharge ports diametrically opposite in two stage pumps or by radially distributing them about the housings to balance the hydrodynamic forces in pumps exceeding two stages.

Figs. 1b and 1c, are views along line b/c-b/c of Fig. 1a and show the integral motor features of the regenerative rotor pump. A brushless DC motor is provided by means of the embedded circular array of permanent magnets 110 in the rotor disk 10 in conjunction with a stator comprising the motor windings 120 encased in the housing 20. The resulting magnetic

coupling between the permanent magnets 110 and motor windings 120 provides the brushless motor drive desired for the sealless pump. Fig. 1b illustrates an axially magnetically unbalanced rotor disk 10 with embedded permanent magnets 110 on one face adjacent to motor windings 120 embedded in the housing 20 and are powered by electric current introduced through electric leads 240 which are fed through the stationary housing 20 to a motor controller 250. The magnets 110 and motor windings 120 are sealed against contact with the pumped fluid. The shaft 15 on which the disk 10 is mounted is supported in the housing 20 in bearings 40 which may be of journal or antifriction types. The fluid passage 27 is shown with a rectangular cross-section, again only as a simplified representation, but will preferably be provided with a cross-sectional geometry compatible with the regenerative flow profile of the pumped fluid caused by the pumping action of the impeller vanes 12. The fragmentary view in Fig. 1c is of a single stage of an axially magnetically balanced integral motor regenerative rotor disk 10'. In this design, permanent magnets 110 are embedded in both faces of the rotor disk 10 and are rotatably driven by electromagnetic forces from the motor windings 120 in the walls of the housing 20 adjacent to the web of the rotor disk. An alternative embodiment of this axially magnetically balanced pump is shown in Fig. 5, in which a single set of permanent magnets 210 are embedded in the rotor 10" to react to motor windings 120 in both axially adjacent housing walls. This has the advantage of reducing the mass and volume and smoothing the radial profile of the web of the rotor disk 10" relative to that of disk 10'

in Fig 1c, thereby simplifying design and fabrication of the rotor disk 10" and the axially adjacent walls of the housing 20.

Figs. 1d and 2b show two stage sealless regenerative pumps, one-pass and two-pass versions, respectively. It should be noted that the housing 20 in all Figs. is shown schematically without seams. In reality, the housing may be comprised of a plurality of torroidal disks bounding a plurality of rotor disks with solid endwalls enclosing the disks. Such housing assembly detail is not germane to the invention and is thus not illustrated. In both cases, the pumps are axially magnetically balanced due to the oppositely situated motor windings 120 in the endwalls of the housing 20 acting on the permanent magnets 110 embedded in the faces of the disks 10 adjacent to the endwalls in which the windings are encased. Of course, this design can accommodate many more than two stages, in which case axial balancing would only require equal numbers of opposed motor winding sets. In both Figs. 1d and 2b, the housings 20 support the shafts 15 in bearings 40. Regenerative rotor disks 10 with substantially radially oriented impeller vanes 12 are mounted on shafts 15 and rotate within fluid passages 27 (not visible in Fig. 2b) between inlet ports 25 and discharge ports 30, separated by fluid passage interruptions 29. Permanent magnets 110 are embedded in the rotor disks 10 and are electromagnetically driven by the motor windings 120 in the endwalls of the housing 20.

Although the pumps shown in these Figs. 1d and 2b are axially balanced, thrust bearing assemblies 60 are provided between the stages to prevent the rotors rubbing the housing walls in case of mechanical or hydraulic axial shocks. In some service, thrust bearings may not be needed; therefore, when included, they do not contact the rotors during normal operation except when an axial upset is introduced to the system. The thrust bearing assemblies 60 and the radial bearings 40 may be product (or pumpage) lubricated journals or anti-friction bearings, or they may be magnetic bearings. The particular type is determined by service and performance factors.

The bearings in Figs. 3a, 3b, 4a, and 4b are illustrated as radial bearings. These may be journals or anti-friction radial mechanical bearings 140 (Figs. 3a and 4a) which may be product (or pumpage) lubricated and cooled. Alternatively, they may be magnetic bearings comprised of permanent magnets 210, 230 embedded in the rotating member 10', 10", 15, 115 and electromagnets (or, optionally, permanent magnets) oppositely embedded in the stationary member 15", 20 to provide the required magnetic support. In the case where electromagnets are provided in the stationary member, electric leads 240 are fed out to an outside power source. These radial bearing systems provide radial support to the rotating member(s) within or on the stationary member(s).

The single-stage rotor 10" shown in Fig. 5 is axially magnetically balanced by magnetic forces between the motor windings 120 in the housing 20 and the permanent magnets 210 in the rotor. Only a single stage is illustrated, but any number of magnetically balanced stages may be mounted on the shaft 15 in added sections of the housing 20. The rotor 10" has the same impeller blades 12, and the housing has the same fluid passage as discussed above, but here each stage is axially magnetically balanced, independently of any other stages.

Clearly, conical bearings, of any type including product lubricated journals, anti-friction bearings, or magnetic bearings, which provide both radial and axial support may also be employed. Figs. 6a and 6b show one type of conical magnetic bearings for use with a rotor made from non-magnetizable material such as aluminum, bronze, polymers, etc. In Fig. 6a, the rotatable shaft 15' is supported on magnetic bearings comprising permanent magnets 315 in the shaft and electromagnets 320 in the housing wall 20'. The force field created between the magnets 315, 320 levitates the shaft within the conical cavity of the housing wall 20' and provide a friction-free axial and radial bearing support for the shaft 15'. When the magnetic forces are repulsive instead of attractive, permanent magnets could be used in both the shaft 15' and the wall 20'. Otherwise the electromagnets are needed to fine tune the position of the shaft, because they allow adjustment of the levitating forces. Fig. 6b shows a rotor supported on conical bearings of the housing 20" with no shaft.

In this case, the rotating member (rotor 10*), being of non-magnetic material as in Fig. 6a, has permanent magnets 310 arrayed about opposed conic recesses radially centered on the rotor disk. For purposes of magnetic bearing suspension, it is only necessary that the rotating member be made of a magnetizable material. In such cases, the electromagnets and, if used, permanent magnets act directly upon the magnetizable rotating member to create the magnetic suspension. When made from a non-magnetizable material, the rotating member may alternatively be provided with a magnetizable susceptor at the appropriate location. Whether to locate the projections on the housing or on the disk is determined by manufacturing considerations, since the magnetic bearings are equally effective in both cases. In the example illustrated in Fig. 6b, electromagnets 320 or permanent magnets 310 are arrayed about conic axial projections of the housing 20". The force field created by these magnets provides magnetic combined radial and axial suspension to the rotor disk 10* without use of a shaft. The projections and recesses above have been described as conical, but may be of any form, such as hemispheric, cylindrical, or combinations of forms.

In cases where magnetic bearings are used, it is preferred to provide small stand-off journals or auxiliary bearings 26, as in Fig. 6c, to approximately center the rotor 10* and/or shaft 15' in the housing 20", 20'. This protects the magnets in the absence of electric power, including the permanent magnets which may also be those used for power transmission.

In this case, the permanent magnets 310, 315 are embedded in the rotatable rotor disk 10* or shaft 15', while the electromagnets 320 are preferably provided on the conic projection of the housing 20" or the shaft 15'. The stand-off
5 journals 26 may be of any suitable bearing material for service during start-up or transient operating conditions and are usually not in contact with the rotating member during steady-state operation of the fluid pump. When the rotor disk is made from, or has a susceptor feature made from a magnetizable
10 material, permanent magnets in the disk may not be required for the magnetic suspension. However, they are still needed for the brushless DC integral-motor rotor feature previously described. Finally, a combined rotor drive and magnetic bearing suspension may be achieved by locating at least some of
15 the permanent magnets in a radial position in the rotor such that they can respond to both the electromagnetic fields of the motor windings and the magnetic force field of the suspension bearing electromagnets. In all cases, permanent magnets, if needed, are embedded in the rotary member; and the motor
20 windings and the electromagnets are embedded in the stationary member, so that no rotating electrical contact is needed.

This invention provides the advantages of an integral-motor pump of a rotodynamic type which is readily amenable to sealless design, multistaging, and operation with less than all
25 stages running. By suitably manifolding between discharge ports of preceding phases or stages and inlet ports of succeeding phases or stages, operating total pressure-rise can

be accurately varied as required. For example, operation of multiple stages in series would provide a substantially additive final discharge pressure; while operation of the same pump stages in parallel would provide substantially additive final discharge volume. When the rotors are individually rotatably supported on a stationary shaft or when a shaftless rotor design is incorporated, as described above, the pump can be operated with one, some, or all stages of a multistage configuration running. This, along with the manifolding above, permits previously unattainable versatility of operation.

The regenerative impeller-disk pump described herein has the advantage of being readily multistaged due to the fact that the suction and discharge ports are at the periphery of the pumping chamber. Thus, fluid passing from one stage or one phase to the next can do so without power-consuming provisions for directing the fluid radially inward to a central suction port as would be required with a standard centrifugal pump. This feature results in increased pumping efficiency.

4 Brief Description of Drawings

Fig. 1a is a fragmentary schematic radial sectional view of a single stage of a single pass regenerative pump;

Fig. 1b is a schematic axial sectional view, along line b-b of Fig. 1a, of a single stage sealless axially magnetically

unbalanced embodiment of a single-pass regenerative pump;

Fig. 1c is a fragmentary schematic axial sectional view,
along line c-c of Fig. 1a, of a single stage of an axially
magnetically balanced embodiment of a sealless single-pass
5 regenerative pump of the invention;

Fig. 1d is a schematic axial sectional view of a sealless
two-stage, single-pass regenerative pump according to the
invention;

Fig. 2a is a fragmentary schematic radial sectional view
10 of a sealless two-pass regenerative pump;

Fig. 2b is a schematic axial section, along line b-b of
Fig. 2a, of a sealless two-stage, two-pass regenerative pump
according to the invention;

Fig. 3a is a fragmentary axial sectional view of a rotor
15 disk mounted on a shaft supported in product-lubricated
bearings of a sealless pump;

Fig. 3b is a view, as in Fig. 3a, of a shaft supported in
magnetic bearings in a sealless pump;

Fig. 4a is a fragmentary axial sectional view of a rotor
20 disk supported on product-lubricated bearings on a stationary
shaft of a sealless pump;

Fig. 4b is a view, as in Fig 4a, of a rotor supported on
magnetic bearings;

Fig. 5 is a fragmentary schematic view of a single stage
25 of another embodiment, as in Fig. 1c, of the axially
magnetically balanced sealless integral motor regenerative
rotor disk pump of the invention;

Figs. 6a and 6b are fragmentary sectional illustrations of
the shaft and the regenerative rotor disk, respectively,
rotatably supported on conical magnetic bearings in the
housing; and

5 Fig. 6c is fragmentary sectional illustration of a recess
in the housing for supporting either the shaft or the rotor
disk on magnetic bearings.

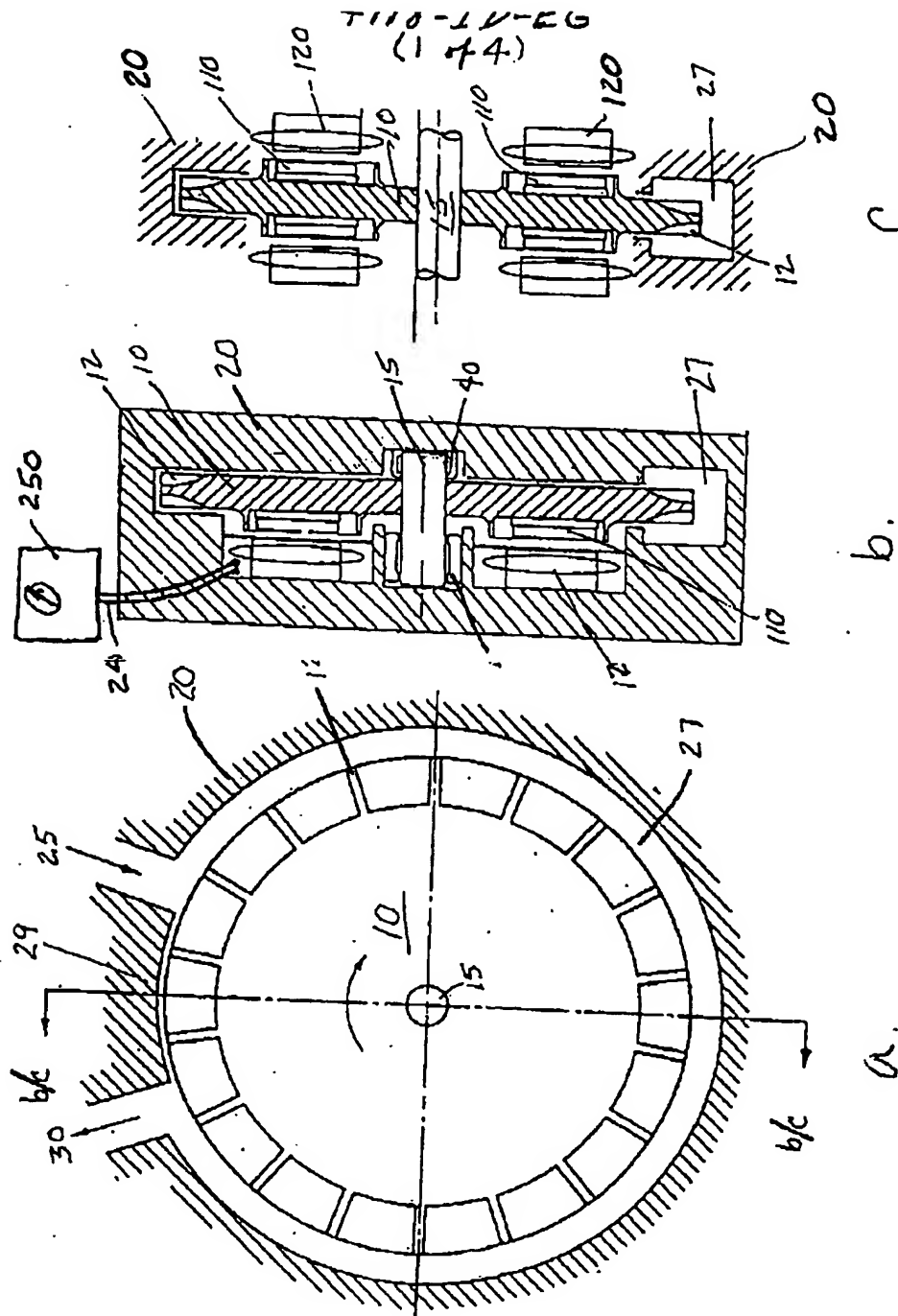


FIG 1

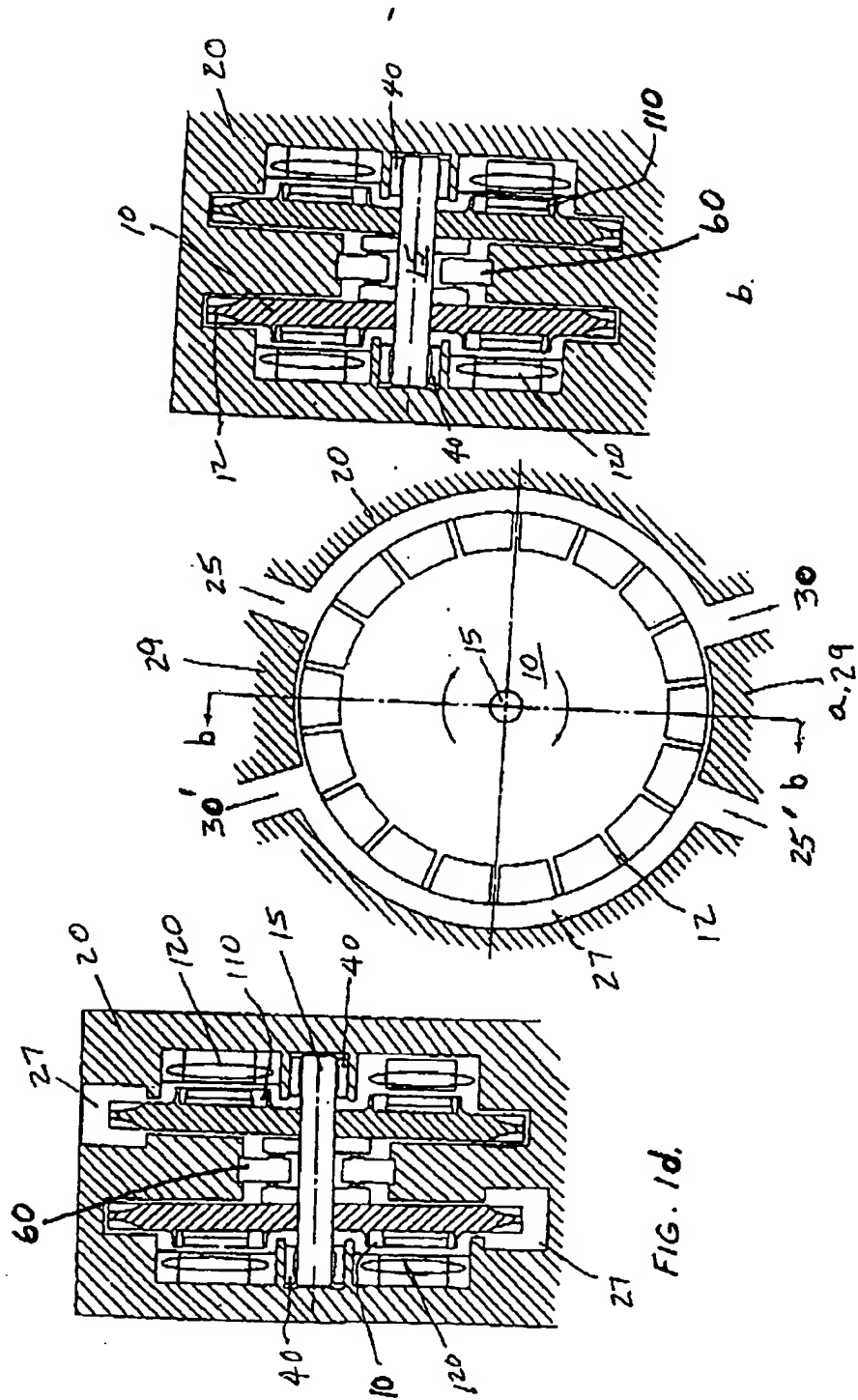


Fig. 2

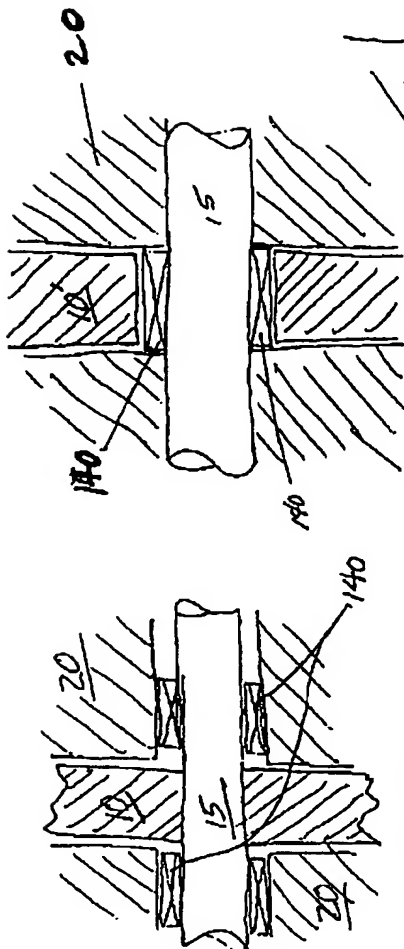


FIG. 3a.

FIG. 4a.

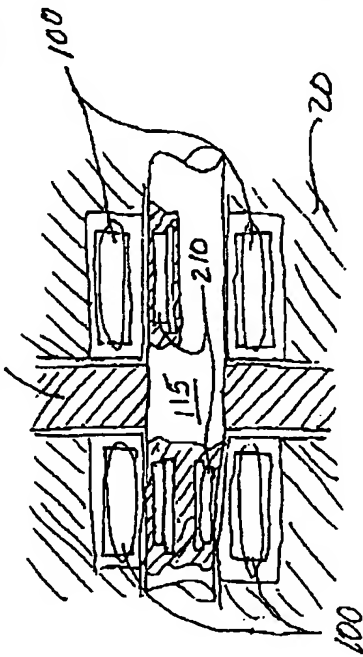


FIG. 3b.

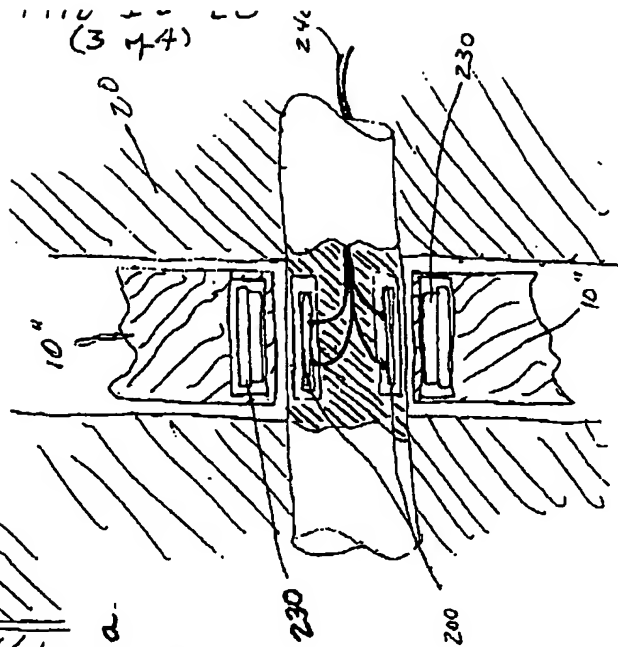


FIG. 4b.

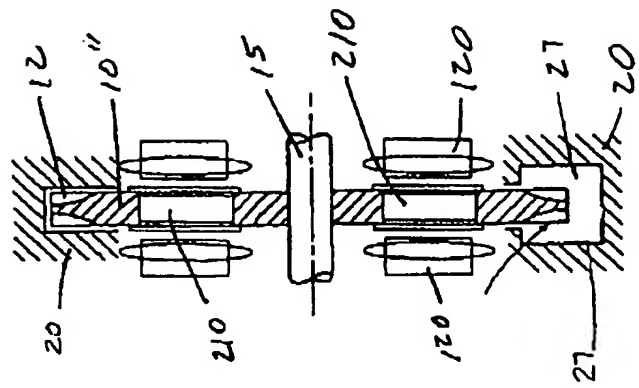


FIG. 5

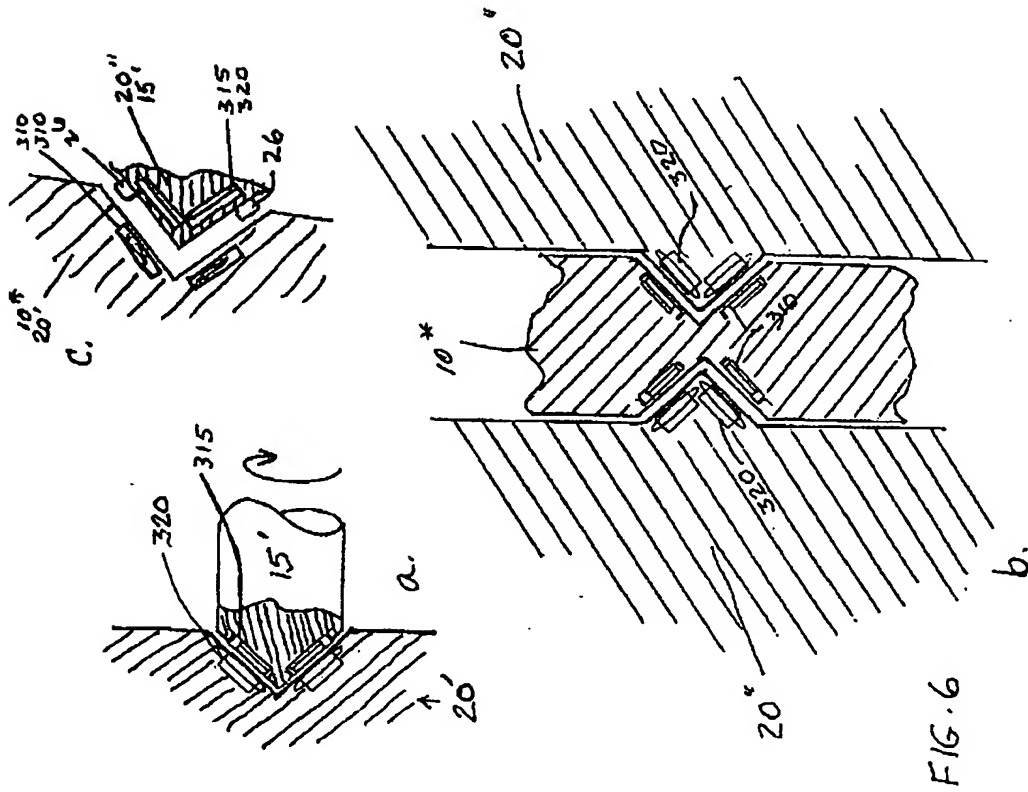


FIG. 6

I Abstract

A fluid pump comprises a cylindrical shaft mounted in a housing having a fluid passage radially outboard of the shaft and extending circumferentially between at least one fluid inlet port and at least one fluid discharge port. The ports are separated by an interruption of the fluid passage located upstream of the inlet and downstream of the discharge. At least one rotatable regenerative rotor disk is mounted on the shaft, the disk having a plurality of radially oriented impeller vanes situated about the periphery thereof within the fluid passage and also having a plurality of permanent magnets embedded therein in a circular locus about the shaft, the magnets being sealed against pumped fluid. At least one set of motor windings is encased in at least one wall of the housing axially adjacent the permanent magnets in the regenerative rotor disk and also sealed against pumped fluid. Means is provided for controlling a flow of electricity through the motor windings to rotatably drive the rotor disk. The shaft may be supported in the housing in product lubricated bearings or in magnetic bearings, or alternatively, the rotor disk may be rotatably supported on the shaft on product lubricated bearings or on magnetic bearings.